

22. 9. 2004

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

REC'D 11 NOV 2004

WIPO PCT

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日
Date of Application: 2004年 3月25日

出願番号
Application Number: 特願2004-089607
[ST. 10/C]: [JP 2004-089607]

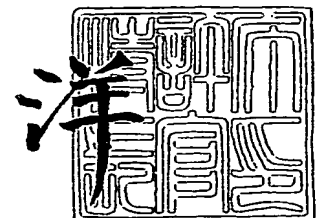
出願人
Applicant(s): 三菱電機株式会社

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

2004年10月29日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

小川



【書類名】 特許願
【整理番号】 548831JP01
【提出日】 平成16年 3月25日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F24F 1/00
【発明者】
 【住所又は居所】 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内
 【氏名】 岡澤 宏樹
【発明者】
 【住所又は居所】 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内
 【氏名】 平川 誠司
【発明者】
 【住所又は居所】 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内
 【氏名】 吉川 利影
【特許出願人】
 【識別番号】 000006013
 【氏名又は名称】 三菱電機株式会社
【代理人】
 【識別番号】 100085198
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 小林 久夫
 【電話番号】 03(3580)1936
【選任した代理人】
 【識別番号】 100098604
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 安島 清
【選任した代理人】
 【識別番号】 100061273
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 佐々木 宗治
【選任した代理人】
 【識別番号】 100070563
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 大村 昇
【選任した代理人】
 【識別番号】 100087620
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 高梨 範夫
【手数料の表示】
 【予納台帳番号】 044956
 【納付金額】 21,000円
【提出物件の目録】
 【物件名】 特許請求の範囲 1
 【物件名】 明細書 1
 【物件名】 図面 1
 【物件名】 要約書 1

【書類名】 特許請求の範囲**【請求項 1】**

室内ユニットにそれぞれ少なくとも一つの吸込み口と吹出し口が設けられ、ファンモータに連結されたクロスフローファン、前面熱交換器および背面熱交換器を有する空気調和機において、

前記クロスフローファンの回転中心よりも上方に位置する前記前面熱交換器の、水平に対する設置角度 α を $65^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ とし、前記背面熱交換器の最も前記前面熱交換器に近い点が、前記クロスフローファンの回転中心よりも、前記前面熱交換器側に位置し、前記クロスフローファンの翼の出口角 $\beta 2$ を $22^\circ \leq \beta 2 \leq 28^\circ$ としたことを特徴とする空気調和機。

【請求項 2】

室内ユニットにそれぞれ少なくとも一つの吸込み口と吹出し口が設けられ、ファンモータに連結されたクロスフローファン、前面熱交換器および背面熱交換器を有する空気調和機において、

前記クロスフローファンの回転中心よりも上方に位置する前記前面熱交換器の、水平に対する設置角度 α を $65^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ とし、前記背面熱交換器の最も前記前面熱交換器に近い点が、前記クロスフローファンの回転中心よりも、前記前面熱交換器側に位置し、クロスフローファンの翼の入口角 $\beta 1$ を $91^\circ \leq \beta 1 \leq 100^\circ$ としたことを特徴とする空気調和機。

【請求項 3】

室内ユニットにそれぞれ少なくとも一つの吸込み口と吹出し口が設けられ、ファンモータに連結されたクロスフローファン、前面熱交換器および背面熱交換器を有する空気調和機において、

前記クロスフローファンの回転中心よりも上方に位置する前記前面熱交換器の、水平に対する設置角度 α を $65^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ とし、前記背面熱交換器の最も前記前面熱交換器に近い点が、前記クロスフローファンの回転中心よりも、前記前面熱交換器側に位置し、クロスフローファンの翼の外径を D 、最大反りを $h c$ としたとき、 $0.025 \leq h c / D \leq 0.028$ としたことを特徴とする空気調和機。

【請求項 4】

前面熱交換器および背面熱交換器の風上側にそれぞれ通風抵抗体を少なくとも 1 種類以上有し、前記前面熱交換器側の前記通風抵抗体の通風抵抗を、前記背面熱交換器側の前記通風抵抗体の通風抵抗と同じか、または、前記背面熱交換器側の前記通風抵抗体の通風抵抗より小さくなるようにしたことを特徴とする請求項 1～3 のいずれかに記載の空気調和機。

【請求項 5】

クロスフローファンの翼の外径を D 、吸込みパネルと前面熱交換器の最大距離を L としたとき、 $L / D \geq 0.4$ としたことを特徴とする請求項 1～3 のいずれかに記載の空気調和機。

【書類名】明細書

【発明の名称】空気調和機

【技術分野】

【0001】

この発明は、空気調和機に係り、特に、室内ユニットから所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を低減することができるクロスフローファンを有する空気調和機に属する。

【背景技術】

【0002】

従来の空気調和機は、熱交換器の配置を変えずにクロスフローファンの翼形状を変える、または、クロスフローファンの翼形状を変えずに熱交換器の配置を変えることにより、クロスフローファンの空力性能や熱交換器の伝熱性能を改善していた。

【0003】

クロスフローファンの翼形状を変えずに熱交換器の配置を変えた従来の空気調和機は、クロスフローファンの上に λ 形に組み合わされた状態で前面側熱交換器及び背面側熱交換器を配設し、前面側熱交換器及び背面側熱交換器にそれぞれ最大の熱交換性能を発揮させることによって室内ユニットの性能を向上させている（特許文献1参照）。

【0004】

【特許文献1】特開2000-329364号公報（段落0009～0015、図1）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

従来の空気調和機は、熱交換器の配置を変えずにクロスフローファンの翼形状を変え場合、熱交換器の配置により、クロスフローファン吸込み領域における風の流入方向が規定されるため、吸込み領域において翼が失速しないような翼形状となり、吹出し領域において風の出にくい翼形状となる。

【0006】

一方、クロスフローファンの翼形状を変えずに熱交換器の配置を変えた場合、熱交換器の配置により、クロスフローファン吸込み領域における風の流入方向が変わり、翼の迎え角も変わるため、最適な翼形状となっていない。

このように、従来の空気調和機は、クロスフローファンの形状を変えずに熱交換器の配置を変える、または、熱交換器の配置を変えずにクロスフローファンの形状を変えていたため、室内ユニットから所定風量を得るのに必要なファンモータ入力や回転数が大きいという課題があった。

【0007】

この発明は、上述のような課題を解決するためになされたもので、室内ユニットから所定風量を得るのに必要なファンモータ入力や回転数を低減することができる空気調和機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

この発明は、室内ユニットにそれぞれ少なくとも一つの吸込み口と吹出し口が設けられ、ファンモータに連結されたクロスフローファン、前面熱交換器および背面熱交換器を有する空気調和機において、前記クロスフローファンの回転中心よりも上方に位置する前記前面熱交換器の、水平に対する設置角度 α を $65^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ とし、前記背面熱交換器の最も前記前面熱交換器に近い点が、前記クロスフローファンの回転中心よりも、前記前面熱交換器側に位置し、前記クロスフローファンの翼の出口角 β_2 を $22^\circ \leq \beta_2 \leq 28^\circ$ としたものである。

【発明の効果】

【0009】

この発明は、クロスフローファンの回転中心よりも上方に位置する前面熱交換器の、水平に対する設置角度 α を $65^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ とし、背面熱交換器の最も前記前面熱交換器に近い点が、前記クロスフローファンの回転中心よりも、前記前面熱交換器側に位置し、前記クロスフローファンの翼の出口角 β_2 を $22^\circ \leq \beta_2 \leq 28^\circ$ としたもので、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力、回転数を低減することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0010】

実施の形態 1.

図 1 はこの発明の実施の形態 1 に係わる空気調和機の室内ユニットの断面図、図 2 はこの発明の実施の形態 1 に係わる室内ユニット内の空気の流跡を表す図、図 3、図 4 はこの発明の実施形態 1 の構成を示すクロスフローファンの翼の構成図である。

【0011】

図 1 において、室内ユニット 8 は、前面パネルの 5 6 の前面と上面に吸込口 6 が設けられ、下面に吹出口 7 が設けられた室内ユニット 8 と室内ユニット 8 の吹出口 7 に対応して設けられたクロスフローファン 1、上縁部及び下縁部がそれぞれ後退して形成され、前面と上面の吸込口 6 にそれぞれ対向するように設けられた前面熱交換器 2、前面熱交換器 2 の背面側に、上縁部がこの前面熱交換器 2 の上縁部に近接して上面の吸込口 6 に対向する位置に、下縁部が前面熱交換器 2 から離れる方向に傾斜して配置された背面熱交換器 3、前面パネル 5 6 の内側に設けられた空気清浄フィルター 5、クロスフローファン 1 内に発生する空気がスムーズに流動するようにするスタビライザー 3 9、前面熱交換器 2 に設けられた補助熱交換器 4 3 及び背面熱交換器 3 に設けられた補助熱交換器 4 4 を備えている。また、クロスフローファン 1 の回転中心点を O、背面熱交換器 3 の最も前面熱交換器 2 に近い点を A で示し、また、前面熱交換器 2 の設置状態は、前面熱交換器 2 上部の設置角度 4 で示している。

【0012】

次に、室内ユニット 8 の動作について図 1～11 により説明する。

図 2 は室内ユニット 8 内の空気の流跡を表す図であるが、吸込み領域 10 はクロスフローファン 1 の吸込み領域の一部、吹出し領域 3 8 はクロスフローファン 1 の吹出し領域の一部である。また、領域 40 はスタビライザー 3 9 近傍の領域 40 である。そして、空気 9 は矢印 11 に示すように背面熱交換器 3 の方向からファン吸込み領域 10 に流入している。

また、図 3 において、クロスフローファンの翼 13、翼 13 の負圧面 14、圧力面 15、翼 13 の前縁 18 の端点 B、後縁 19 の端点 C を示し、迎え角 12 は直線 BC と点 B における空気 9 の相対速度ベクトル 17 とのなす角度であり、矢印 16 の方向を正とする。

【0013】

図 4 において、出口角 20、入口角 21、翼弦 22、翼弦 22 の長さを表す翼弦長 23、反り線 24、翼弦 22 上の点 D から垂線を引き、反り線 24 と交わる点 E としたとき、線分 DE の最大長さを表す最大反り 25、最大翼厚さ 41、クロスフローファン 1 の回転中心 O を中心とし、点 B を通る円 26、クロスフローファン 1 の回転中心 O を中心とし、点 C を通る円 27 を示し、円 26 の半径は円 27 よりも大きい。ここで、出口角 20 は反り線 24 と円 26 とのなす角度であり、入口角 21 は反り線 24 と円 27 とのなす角度であり、翼弦 22 は線分 BC であり、最大翼厚さ 41 は負圧面 14 と圧力面に接する円の最大直径である。

【0014】

上記の構成において、クロスフローファン 1 がファンモータ（図示せず）の作動により回転すると、室内ユニット 8 の外部にある空気 9 が吸込み口 6 から吸引され、空気清浄フィルター 5、前面熱交換器 2 および背面熱交換器 3、クロスフローファン 1 を経由して、吹出し口 7 から吹出される。ここで、空気清浄フィルター 5 は空気 9 に含まれているほこりを除去し、前面熱交換器 2 および背面熱交換器 3 は空気 9 と熱交換を行い、空気 9 を冷房運転時は冷却、暖房運転時は加熱する。

【0015】

ここで、クロスフローファン1の翼13の相對速度分布を図5により説明する。図5はファン吸込み領域10において迎え角が大きく、負圧面14で剥離が生じている様子を示している。このように、負圧面14で剥離が生じると所定の風量を得るのに必要なファンモータ入力、ファン回転数が大きくなる、という問題がある。

【0016】

負圧面14における剥離を抑制する方法は、図2に示すように空気9を背面熱交換器3の方向からファン吸込み領域10に流入させるのではなく、前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10に流入させる方法と、翼13の出口角20を小さくする等の翼13の形状を修正する方法がある。しかし、後者の方法では吹出し領域において風が流れにくい形状となるため、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力、ファン回転数が大きくなる、という問題があるので、前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10に流入させる方法が望ましい。

【0017】

次に前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10に流入させる方法について図6～9により説明する。図6はこの発明の実施形態1の構成を示す空気調和機の構成図、図7は空気調和機の流跡、図8は熱交換器への風の流入角度と流出角度の関係を示す図、図9は熱交換器の風下側の流れの説明図である。

【0018】

図6は前面熱交換器2と背面熱交換器3の配置をクロスフローファン1の回転中心Oよりも上方に位置する前面熱交換器2の設置角度4を水平に対して 65° 以上とし、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点が、クロスフローファン1の回転中心Oよりも、前面熱交換器2側に位置させた一例を示すものである。28は直線OAと点Oから垂直に伸ばした線とのなす角度であり、図6において角度4は 73.6° 、角度28は 17.6° である。

【0019】

この構成における空気調和機の空気の流跡は、図7に示すように図2とは異なり、前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10へ流入する流れが形成されている。

【0020】

このように、前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10へ流入する流れが形成されている理由について説明する。

まず、熱交換器への風の流入角度と流出角度の関係について図8により説明する。図8は、モデルの熱交換器29を風洞に置いて、風の流入角度30を変化させたときの、熱交換器29の流出角度31の3次元流体解析結果を示す図である。図8に示すように流入角度30に依らず、流出角度31は小さく、熱交換器29に対して風はほぼ垂直に流出する。これは冷媒配管32とフィン（図示せず）33の相互作用によるものである。

【0021】

次に、前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10へ流入する流れが形成されている理由を図9により説明する。図9は、図7において前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10へ流入する流れが形成されている理由の説明図である。

図8で示したようにモデルの熱交換器29の流入角度30に依らず、流出角度31は熱交換器29に対して、ほぼ垂直であるから、前面熱交換器2に垂直な速度ベクトル34と背面熱交換器3に対して垂直な速度ベクトル35を考える。速度ベクトル34と速度ベクトル35の合成速度ベクトル36において、合成速度ベクトル36が前面熱交換器2からファン吸込み領域10へ向かう方向で、かつ合成速度ベクトル36と合成速度ベクトル36の水平成分のベクトル42とのなす角度37が小さいほど、ファン吸込み領域において前面熱交換器2の方向から吸込み領域10に流入しやすくなる。また、角度37を小さくする方法は、前面熱交換器2の設置角度4を大きくし、直線OAと点Oを通る垂線とのなす角度28（図6参照）を大きくするのがよい。

【0022】

ここで、前面熱交換器 2 の設置角度 4 について実験した結果を図 10、図 11 により説明する。図 10 は、クロスフローファン 1 の回転数を 1500 rpm とし、角度 4 を変えたときの、室内ユニット 8 から吹出される風量と角度 4 との関係の実験値を表す図であり、図 11 は室内ユニット 8 から吹出される風量が $16 \text{ m}^3/\text{min}$ のときの、ファンモータ入力と角度 4 との関係の実験値を表す図である。なお、図 10、および図 11 に示す実験に用いたクロスフローファン 1 は、翼 13 の外径を $\phi 100$ 、出口角 20 を 26° 、入口角 21 を 94° 、翼弦長 23 を 12.4 mm、最大反り 25 を 2.5 mm としてある。

【0023】

また、前面熱交換器 2 および背面熱交換器 3 は、段数がそれぞれ 4 段、6 段、列数は 2 列であり、冷媒配管 32 の列ピッチは 12.7 mm、段ピッチは 20.4 mm であり、室内ユニット 8 の高さは 305 mm であり、翼 13 と前面熱交換器 2 との最短距離は 15 mm であり、角度 4 を $60 \sim 90^\circ$ として実験を行った。また、図 10 において、角度 4 が 60° 、1500 rpm のときの風量を 100 としてある。また、図 11 において、角度 4 が 60° 、1500 rpm のときのファン入力を 100 としてある。

【0024】

図 10 のように角度 4 は大きいほど 1500 rpm のときの風量は大きくなり、図 11 に示すように角度 4 は大きいほど風量が $16 \text{ m}^3/\text{min}$ のときの、ファンモータ入力は低減する。なお、冷房運転時に空気 9 が前面熱交換器 2、補助熱交換器 43 を通過するときに凝縮され、水滴が生じやすいが、角度 4 が 65° よりも小さい場合は、水滴の一部がクロスフローファン 1 へ流入し、室内ユニット 8 の外部へ吹出されたり、吹出し口 7 の壁面に付着するという問題がある。また、角度 4 が 90° 以上になると、前面熱交換器 2、補助熱交換器 43 の接合部付近で両者の距離が短くなり順風抵抗となる。また、ユニットの奥行きも増えるという問題がある。

【0025】

以上のように、前面熱交換器 2 の角度 4 が $65 \sim 90^\circ$ でなく、背面熱交換器 3 の最も前面熱交換器 2 に近い点 A が、クロスフローファン 1 の回転中心である点 O よりも、背面熱交換器 3 側に位置しないときは、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力、回転数が大きいという課題があったが、前面熱交換器 2 の角度 4 を $65 \sim 90^\circ$ とし、背面熱交換器 3 の最も前面熱交換器 2 に近い点 A が、クロスフローファン 1 の回転中心である点 O よりも、前面熱交換器 2 側に位置するとき、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができる。

【0026】

なお、本実施の形態では図 6 に示すように前面熱交換器 2 の点 F と点 G が一直線上にある場合について説明したが、点 F と点 G は一直線上になくてもよく、この場合、FG が曲線の場合の角度 4 は、曲線 FG 上の接線と、水平線とのなす角度の最大値とする。

【0027】

実施の形態 2.

本実施の形態は、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができるクロスフローファン 1 の翼 13 の出口角 20 の範囲を実験によって定めたものである。

【0028】

図 12 はこの発明の実施形態 2 の構成を示すファンモータ入力と出口角の関係を表す図、図 13 はこの発明の実施形態 2 の構成を示すクロスフローファンのトルク分布を表す図である。空気調和機の構成は実施の形態 1 の図 6 と構成が同じであり、実施の形態 1 の図 4 の出口角 20 の範囲を定めたものであり構成の説明を省略する。

【0029】

実験に用いたクロスフローファン 1 は、翼 13 の外径を $\phi 100$ 、入口角 21 を 94° 、翼弦長 23 を 12.4 mm、最大反り 25 を 2.5 mm とし、図 6 の角度 4 は 73.6° 、角度 28 は 17.6° とし、前面熱交換器 2 および背面熱交換器 3 は、段数がそれぞれ 4 段、6 段、列数は 2 列、冷媒配管 32 の列ピッチは 12.7 mm、段ピッチは 20.4 mm、室内ユニット 8 の高さは 305 mm とした。

そして、クロスフローファン1の翼13の出口角20を $22^{\circ} \sim 30^{\circ}$ と変え、室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{ m}^3/\text{min}$ に必要なファンモータの入力を調べた。

【0030】

実験結果を図12に示す。図12において出口角20が 25° 、室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{ m}^3/\text{min}$ のときの、ファンモータ入力を100としてある。

図12に示すように、出口角20が 25° のときファンモータ入力是最小値となった。

【0031】

次に、この理由について図6、図12、図13により説明する。図13は出口角20が 22° 、 25° 、 28° のときの、クロスフローファン1の翼13毎のトルク分布の割合を示す図である。図13のプロットの位置と値の意味は図6の各々の翼13の位置におけるトルクの割合を表し、トルクの割合は各々の位置における翼13のトルクを翼13全体のトルクの総和で割ったものである。また、図13において、例えば‘+ (22 deg)’と‘- (22 deg)’の意味は、‘+’がファンモータ入力を増加させる領域、‘-’がファンモータ入力を低減させる領域を意味する。なお、‘-’のファンモータ入力を低減させる領域は迎え角12が小さすぎ、圧力面15が剥離することにより、圧力面15の静圧の方が負圧面14の静圧よりも低くなっている領域である。

【0032】

図13より、出口角20が大きいほど、ファン吹出し領域38のトルク割合が小さくなるが、ファン吸込み領域10のトルク割合が大きくなる。これはファン吹出し領域38において風量に有効な翼13間面積が増加する一方、ファン吸込み領域において迎え角12が大きく、負圧面14で剥離が生じやすくなるためである。

逆に出口角20が小さいほど、ファン吸込み領域10のトルク割合が小さくなるが、ファン吹出し領域38のトルク割合が大きくなる。これは、ファン吸込み領域10において迎え角12（図3参照）が小さく、負圧面14で剥離が生じにくい一方、ファン吹出し領域38において風量に有効な翼13間面積が減少するためである。

【0033】

図12において出口角20が 25° のとき、ファンモータ入力が最小となったが、これは上述のように出口角20が大きい場合も小さい場合も長所、短所があり、長所、短所の両方を考慮したとき、ファンモータ入力は出口角20が 25° のとき最も有利である。

なお、上述では角度4が 73.6° の場合についての出口角について説明したが、設置角度4が大きいほど、ファンモータ入力が最小となる出口角20は大きくなり、角度4が小さいほど、ファンモータ入力が最小となる出口角20は小さくなる。詳細は省略するが、角度4が 90° のとき、ファンモータ入力が最小となる出口角20は 28° 、角度4が 65° のとき、ファンモータ入力が最小となる出口角20は 22° であった。

【0034】

以上のように、前面熱交換器2の角度4が $65^{\circ} \sim 90^{\circ}$ でなく、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点Aが、クロスフローファン1の回転中心である点Oよりも、背面熱交換器3側に位置し、クロスフローファン1の翼13の出口角20が $22^{\circ} \sim 28^{\circ}$ でないときは、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力が大きいう課題があったが、前面熱交換器2の角度4を $65^{\circ} \sim 90^{\circ}$ とし、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点Aが、クロスフローファン1の回転中心である点Oよりも、前面熱交換器2側に位置し、クロスフローファン1の翼13の出口角20を $22^{\circ} \sim 28^{\circ}$ とすることにより、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができる。

【0035】

実施の形態3.

本実施の形態は、ファンモータが所定回転数のときの風量を大きくすることができるクロスフローファン1の翼13の入口角21の範囲を実験によって定めたものである。

図14はこの発明の実施形態3の構成を示すファンモータ入力と入口角の関係を表す図、図15はこの発明の実施形態3の構成を示すクロスフローファン吸込み領域の負圧面14の剥離を表す図、図16はこの発明の実施形態3の構成を示すクロスフローファン吹出

し領域の圧力面の剥離を表す図、図 17 はこの発明の実施形態 3 の構成を示すスタビライザー近傍の負圧面 14 の剥離を表す図である。

空気調和機の構成は実施の形態 1 の図 6 と構成が同じであり、実施の形態 1 の図 4 の入口角 21 の範囲を定めたものであり構成の説明を省略する。

【0036】

実験に用いたクロスフローファン 1 は、翼 13 の外径を $\phi 100$ 、出口角 20 を 25° 、翼弦長 23 を 12.4 mm 、最大反り 25 を 2.5 mm とし、図 6 の角度 4 は 73.6° 、角度 28 は 17.6° とし、前面熱交換器 2 および背面熱交換器 3 は、段数がそれぞれ 4 段、6 段、列数は 2 列、冷媒配管 32 のピッチは列ピッチは 12.7 mm 、段ピッチは 20.4 mm 、室内ユニット 8 の高さは 305 mm とした。

そして、クロスフローファン 1 の翼 13 の入口角 21 を $88 \sim 104^\circ$ と変え、クロスフローファン 1 の回転数を 1500 rpm のときの、室内ユニット 8 から吹出される風量を調べた。

【0037】

実験結果を図 14 に示す。図 14 において入口角 21 が 96° 、クロスフローファン 1 の回転数を 1500 rpm のときの、室内ユニット 8 から吹出される風量を 100 としてある。図 14 に示すように、入口角 21 が 96° のとき風量は最大値となった。

【0038】

次にこの理由について図 6、図 14～17 により説明する。図 15 はファン吸込み領域 10 において負圧面 14 で剥離が生じている例を示す相対速度分布を表す図、図 16 はファン吹出し領域 38 において圧力面 15 で剥離が生じている例を示す相対速度分布を表す図、図 17 は図 1 に示すスタビライザー 39 近傍において負圧面 14 で剥離が生じている例を示す相対速度分布を表す図である。

【0039】

入口角 21 が小さいとファン吸込み領域 10 において、負圧面 14 が剥離しにくくなり、ファン吹出し領域 38 において迎え角 12 (図 3 参照) が小さくなりすぎないため、圧力面 15 において剥離しにくくなる一方、図 17 に示すようにスタビライザー 39 近傍の領域 40 において負圧面 14 が剥離しやすくなるという課題がある。逆に入口角 21 が大きいとスタビライザー 39 近傍の領域 40 において負圧面 14 が剥離しにくくなる一方、図 15 に示すようにファン吸込み領域 10 において、負圧面 14 が剥離しやすく、図 16 に示すようにファン吹出し領域 38 において迎え角 12 が小さくなりすぎ、圧力面 15 において剥離しやすくなる、という課題がある。

【0040】

図 14 において入口角 21 が 96° のとき、 1500 rpm のときの風量が最大となったが、これは上述のように入口角 21 が大きい場合も小さい場合も長所、短所があり、長所、短所の両方を考慮したとき、風量は入口角 21 が 96° のとき最も有利である。

風量は入口角 21 が 96° のとき最大となり、このときの風量比を 100 としているがこの最大風量比の 0.5% の範囲の $99.5 \sim 100\%$ を許容範囲とし、これに対応する。入口角 21 が $91^\circ \sim 100^\circ$ の範囲は好ましい状態である。

【0041】

以上のように、前面熱交換器 2 の角度 4 が $65 \sim 90^\circ$ でなく、背面熱交換器 3 の最も前面熱交換器 2 に近い点 A が、クロスフローファン 1 の回転中心である点 O よりも、背面熱交換器 3 側に位置し、クロスフローファン 1 の翼 13 の入口角 21 が $91^\circ \sim 100^\circ$ でないときは、所定回転数のときの風量が小さいという課題があったが、前面熱交換器 2 の角度 4 を $65 \sim 90^\circ$ とし、背面熱交換器 3 の最も前面熱交換器 2 に近い点 A が、クロスフローファン 1 の回転中心である点 O よりも、前面熱交換器 2 側に位置し、クロスフローファン 1 の翼 13 の入口角 21 を $91^\circ \sim 100^\circ$ とすることにより、所定回転数のときの風量を大きくすることができる。

【0042】

実施の形態 4.

本実施の形態は、クロスフローファン1の翼13の最大反りを h_c 、翼13の外径を D としたとき、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができるクロスフローファン1の翼13の h_c/D の範囲を実験によって定めたものである。

図18はこの発明の実施形態4の空気調和機の翼13の h_c/D を変化させたとき、室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{ m}^3/\text{min}$ のときの、ファンモータ入力と h_c/D の関係の実験値を表す図、図19はこの発明の実施形態4の空気調和機の 1500 rpm のときの、風量と h_c/D の関係の実験値を表す図、図20はこの発明の実施形態4の構成を示すクロスフローファン吸込み領域の負圧面の剥離を表す図である。

空気調和機の構成は実施の形態1の図6と構成が同じであり、実施の形態1の図4において h_c/D の範囲を定めたものであり構成の説明を省略する。

【0043】

実験に用いたクロスフローファン1は、翼13の外径を $\phi 100$ 、出口角20を 25° 、入口角21を 96° 、翼弦長23を 12.4 mm 、最大翼厚さ41を 1.07 mm とし、図6の角度4は 73.6° 、角度28は 17.6° とし、前面熱交換器2および背面熱交換器3は、段数がそれぞれ4段、6段、列数は2列で、冷媒配管32のピッチは 10.2 mm で、室内ユニット8の高さは 305 mm とした。

そして、 h_c/D を $0.024\sim 0.029$ と変え、室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{ m}^3/\text{min}$ に必要なファンモータ入力を調べた。ただし、 h_c は翼13の最大反り25、 D は翼13の外径である。

【0044】

実験結果を図18に示す。図18において、 h_c/D が 0.026 、室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{ m}^3/\text{min}$ のときの、ファンモータ入力を 100 としてある。また、図19において、 h_c/D が 0.024 、 1500 rpm のときの、風量を 100 としてある。

図18に示すように、 h_c/D が 0.026 のとき、室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{ m}^3/\text{min}$ に必要なファンモータ入力が最も小さく、また、図19に示すように h_c/D が大きいほど、 1500 rpm のときの風量が大きくなった。

【0045】

次に、この理由を図18～20により説明する。図20はファン吸込み領域10の負圧面14剥離の様子を表す図である。

図20に示すように、 h_c/D が大きいと、ファン吸込み領域10において負圧面14の前縁18で剥離しやすく、 h_c/D が小さいと、ファン吸込み領域10において負圧面14の前縁18では剥離しにくい、負圧面14の後縁19で剥離しやすくなる。そのため、図18に示したようにファンモータ入力は h_c/D が 0.026 のとき、最も小さくなる。

【0046】

また、 h_c/D が大きいほど、反りが大きくなり、高揚力となる。そのため、図19に示したように所定回転数のときの風量が大きくなる。

なお、上述では角度4が 73.6° の場合の h_c/D について説明したが、角度4が 90° のときは、ファンモータ入力が最小となる h_c/D は 0.025 であり、角度4が 65° のときは、ファンモータ入力が最小となる h_c/D は 0.028 であった。

従って、 h_c/D が $0.025\sim 0.028$ のとき、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力が小さくなり、所定回転数のときの風量が大きくなる。ことができる。

【0047】

以上のように、前面熱交換器2の角度4が $65\sim 90^\circ$ でなく、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点Aが、クロスフローファン1の回転中心である点Oよりも、背面熱交換器3側に位置し、クロスフローファン1の翼13の外径を D 、最大翼厚さ41を h_c とし、 h_c/D が $0.025\sim 0.028$ でないときは、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力が大きいという課題があったが、前面熱交換器2の角度4を $65\sim 90^\circ$ とし、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点Aが、クロスフローファン1の回転

中心である点Oよりも、前面熱交換器2側に位置し、クロスフローファン1の翼13の外径をD、最大翼厚さ41を h_c とし、 h_c/D が0.025~0.028のとき、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができる。

【0048】

実施の形態5.

本実施の形態は、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくするため、前面熱交換器2側の通風抵抗体と背面熱交換器3側の通風抵抗体の圧力損失の大小について実験によって定めたものである。

空気調和機の構成は実施の形態1の図9と構成が同じであり説明を省略する。

【0049】

実験は図9に示すように、前面熱交換器2側の通風抵抗体を補助熱交換器43、背面熱交換器3側の通風抵抗体を補助熱交換器44とし、表1に示すようにケースAは補助熱交換器43と補助熱交換器44の通風抵抗をそれぞれ1とした場合、ケースBは、補助熱交換器43の通風抵抗を2（ケースAの補助熱交換器43の通風抵抗の2倍）、補助熱交換器44の通風抵抗を1（ケースAの補助熱交換器44の通風抵抗と同じ）、ケースCは、補助熱交換器43の通風抵抗を1、補助熱交換器44の通風抵抗を2とした状態における、室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{ m}^3/\text{min}$ のときの、ファンモータ入力を調べた。

【0050】

【表1】

補助熱交換器の通風抵抗とファンモータ入力

ケース	補助熱交換器の通風抵抗		ファンモータ入力 (風量 $86\text{ m}^3/\text{min}$ のとき)
	補助熱交換器43	補助熱交換器44	
A	1	1	100
B	2	1	106.4
C	1	2	104.6

【0051】

実験結果は表1に示すが、ケースAで補助熱交換器43と補助熱交換器44の通風抵抗をそれぞれ1とした場合、風量 $16\text{ m}^3/\text{min}$ のときのファンモータ入力を100としてある。

ファンモータ入力は、ケースAが一番小さく、ケースBが106.4で最も大きく、ケースCが104.6で中間であった。この結果から、ファンモータ入力を小さくするには補助熱交換器43と補助熱交換器44の通風抵抗が同じにするのが最も好ましく、補助熱交換器43の通風抵抗を補助熱交換器44の通風抵抗より小さくするのが好ましい。

すなわち、ファンモータ入力を小さくするには前面熱交換器2側の通風抵抗を背面熱交換器3側の通風抵抗と同じにするのが最も好ましく、前面熱交換器2側の通風抵抗を背面熱交換器3側の通風抵抗より小さくするのが好ましい。

【0052】

次に、この理由を図9により説明する。図9に示したベクトル図を考えると、速度ベクトル36の大きさが大きく、角度37が小さいほど、ファン吸込み領域10において、迎え角16を小さくできるため、負圧面14での剥離を抑制することができる。速度ベクトル36の大きさを大きく、角度37を小さくするには、速度ベクトル34は大きさを大きくし、ベクトルの向きを水平に近づける、速度ベクトル35は大きさを小さくし、ベクトルの向きを垂直に近づける、のがよい。表1の結果は速度ベクトル36の大きさが大きく、角度37が小さいほど、ファンモータ入力が小さい、ということを表している。

【0053】

なお、本実施の形態では前面熱交換器 2 および、背面熱交換器 3 の風上側の抵抗体を補助熱交換器 4 3、4 4 を用いたが、例えば電気集塵器等の通風抵抗体であってもよい。ただし、空気清浄フィルター 5 は通風抵抗体に含まないものとする。また、前面熱交換器 2 側の通風抵抗体の圧力損失、および背面熱交換器 3 側の通風抵抗体の圧力損失の定義は各々の抵抗体を風洞に設置し、前面熱交換器 2 および背面熱交換器 3 に対して垂直方向に同じ風量の空気を流したときの、通風抵抗体の風上側と風下側の静圧差とする。なお、前面熱交換器 2 側の通風抵抗体の圧力損失、および背面熱交換器 3 側の通風抵抗体の圧力損失は、前面熱交換器 2、背面熱交換器 3 のフィンピッチ、および冷媒配管 3 2 のパイプピッチ、およびスリット 4 6 の形状等で調整することができる。

【0054】

以上のように、前面熱交換器側の通風抵抗体の圧力損失が、背面熱交換器 3 側の通風抵抗体の圧力損失よりも大きい場合は、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力が多いという課題があったが、前面熱交換器側の通風抵抗体の圧力損失が、背面熱交換器 3 側の通風抵抗体の圧力損失よりも小さくすることにより、前面熱交換器側からクロスフローファン 1 へ向かう空気の流れが生成され、クロスフローファン 1 の吸込み領域における翼 1 3 の迎え角を小さくすることができ、負圧面 1 4 で失速しにくくなるため、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができる。

【0055】

実施の形態 6.

図 2 1 は本実施の形態 6 に係わる空気調和機の室内ユニットの断面図の図、図 2 2 はクロスフローファン 1 の翼 1 3 の外径を D 、距離 4 8 を L とし、 L/D を変化させたときの、室内ユニット 8 から吹出される風量が $16 \text{ m}^3/\text{min}$ のときの、ファンモータ入力と L/D との関係の実験値を表す図である。ここで、距離 4 8 は吸込みパネル 4 7 最上部の前面熱交換器 2 に近い方の点と前面熱交換器 2 の最も吸込みパネル 4 7 に近い点との水平距離とする。また、図 2 2 において $L/D = 0.6$ のときのファンモータ入力を 100 としてある。

【0056】

図 2 3 は速度の合成速度ベクトルを表す図である。図 2 3 の合成速度ベクトル 4 9 は、図 2 1 の補助熱交換器 4 3 の点 H と点 I の中点 L を通り、前面熱交換器 2 に垂直な直線と前面熱交換器 2 との交点 P における速度ベクトル 5 0 と、補助熱交換器 4 4 の点 J と点 K の中点 M を通り、背面熱交換器 3 に垂直な直線と背面熱交換器 3 との交点 Q における速度ベクトル 5 1 との合成ベクトルである。

【0057】

図 2 2 に示すように L/D が大きいほど所定風量を得るのに必要なファンモータ入力が低減するが、 $L/D \geq 0.4$ 以上になるとファンモータ入力はほとんど変わらなくなる。

次に理由を説明する。距離 4 8 が大きいほど、前面熱交換器 2 に空気が流れやすくなるため、図 2 3 に示した合成速度ベクトル 4 9 の大きさが大きくなり、合成速度ベクトル 4 9 の水平ベクトル成分 5 2 が大きくなり、角度 5 3 が小さくなる。そのため、クロスフローファン 1 1 の吸込み領域 1 0 において迎え角 1 2 が小さくなり、負圧面 1 4 で失速しにくくなるためである。なお、吸込みパネル 4 7 は風は通らず、距離 4 8 が小さいと背面熱交換器 3 や前面熱交換器 2 の最下部の方が通風抵抗は小さいため前面熱交換器 2 の上部には風が流れにくくなる。

【0058】

いじょうのように、 $L/D < 0.4$ のときは、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力が多いという課題があったので、 $L/D \geq 0.4$ とすることで、クロスフローファン 1 の吸込み領域 1 0 において迎え角 1 2 を小さくすることができ、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができる。

【図面の簡単な説明】

【0059】

【図 1】この発明の実施形態 1 の構成を示す空気調和機の構成図である。

【図 2】この発明の実施形態 1 の構成を示す空気調和機内部の流跡である。

【図 3】この発明の実施形態 1 の構成を示すクロスフローファンの翼の構成図である。

。

【図 4】この発明の実施形態 1 の構成を示すクロスフローファンの翼の構成図である。

。

【図 5】この発明の実施形態 1 の構成を示すクロスフローファンの翼の相対速度分布図である。

【図 6】この発明の実施形態 1 の構成を示す空気調和機の構成図である。

【図 7】この発明の実施形態 1 の構成を示す空気調和機の流跡である。

【図 8】この発明の実施形態 1 の構成を示す熱交換器内部の流跡である。

【図 9】この発明の実施形態 1 の構成を示す熱交換器風下側の流れの説明図である。

【図 10】この発明の実施形態 1 の構成を示す風量と熱交換器の設置角度の関係を表す図である。

【図 11】この発明の実施形態 1 の構成を示すファンモータ入力と熱交換器の設置角度の関係を表す図である。

【図 12】この発明の実施形態 2 の構成を示すファンモータ入力と出口角の関係を表す図である。

【図 13】この発明の実施形態 2 の構成を示すクロスフローファンのトルク分布を表す図である。

【図 14】この発明の実施形態 3 の構成を示すファンモータ入力と入口角の関係を表す図である。

【図 15】この発明の実施形態 3 の構成を示すクロスフローファン吸込み領域の負圧面の剥離を表す図である。

【図 16】この発明の実施形態 3 の構成を示すクロスフローファン吹出し領域の圧力面の剥離を表す図である。

【図 17】この発明の実施形態 3 の構成を示すスタビライザー近傍の負圧面の剥離を表す図である。

【図 18】この発明の実施形態 4 の構成を示すファンモータ入力を表す図である。

【図 19】この発明の実施形態 4 の構成を示す風量を表す図である。

【図 20】この発明の実施形態 4 の構成を示すクロスフローファン吸込み領域の負圧面の剥離を表す図である。

【図 21】この発明の実施形態 6 の構成を示す室内ユニットの断面を表す図である。

【図 22】この発明の実施形態 6 の構成を示すファンモータ入力を表す図である。

【図 23】この発明の実施形態 6 の構成を示す速度ベクトルを表す図である。

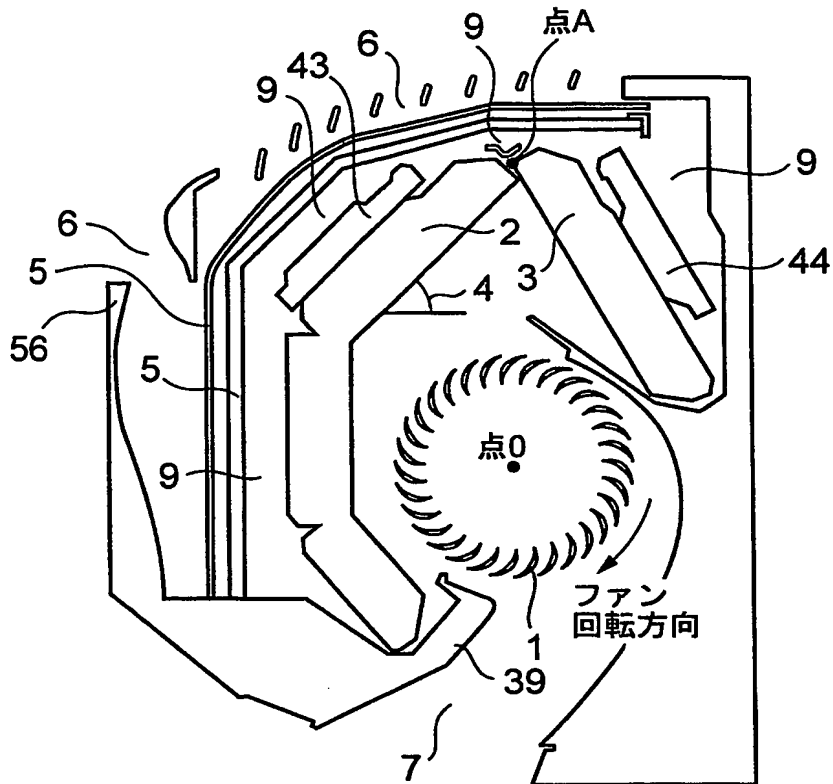
【符号の説明】

【0060】

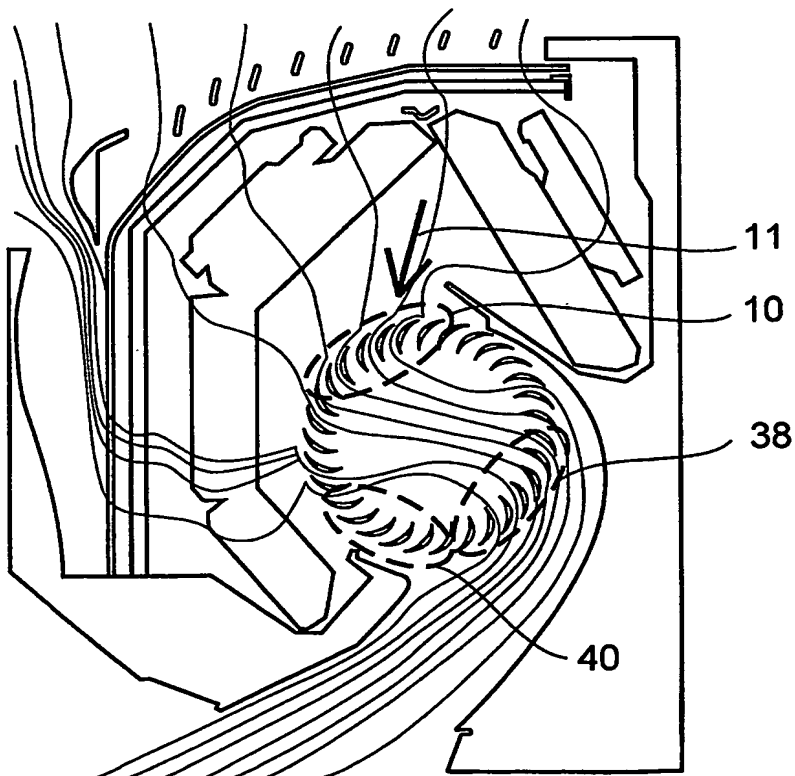
1 クロスフローファン、2 前面熱交換器、3 背面熱交換器、4 設置角度、6 吸込み口、7 吹出し口、8 室内ユニット、10 ファン吸込み領域、12 迎え角、13 翼、14 負圧面、15 圧力面、21 入口角、角度、38 ファン吹出し領域、40 スタビライザ近傍の領域、43、44 補助熱交換器、48 距離。

【書類名】 図面

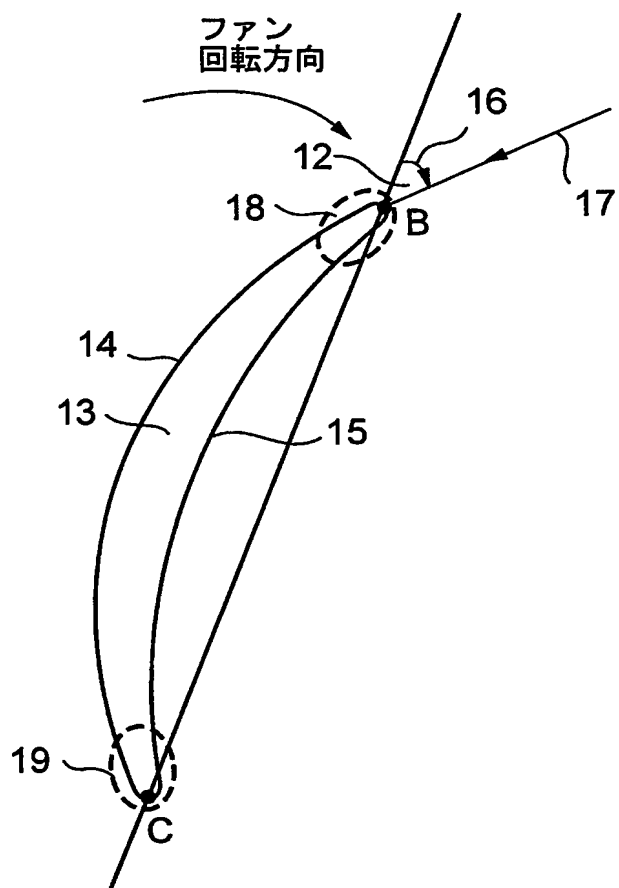
【図 1】



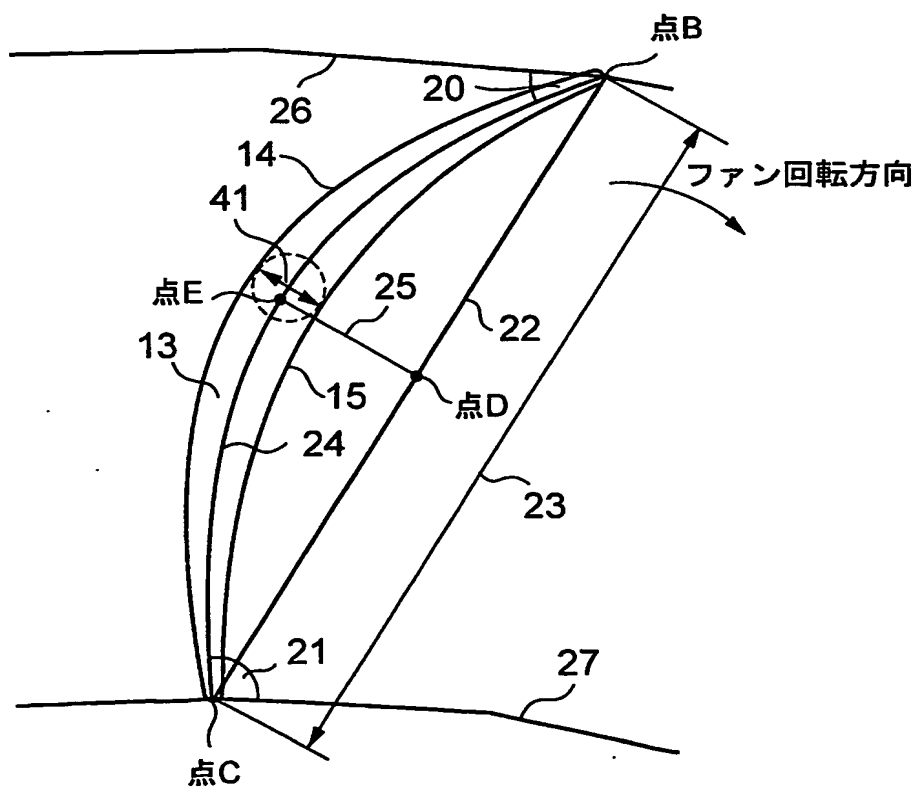
【図 2】



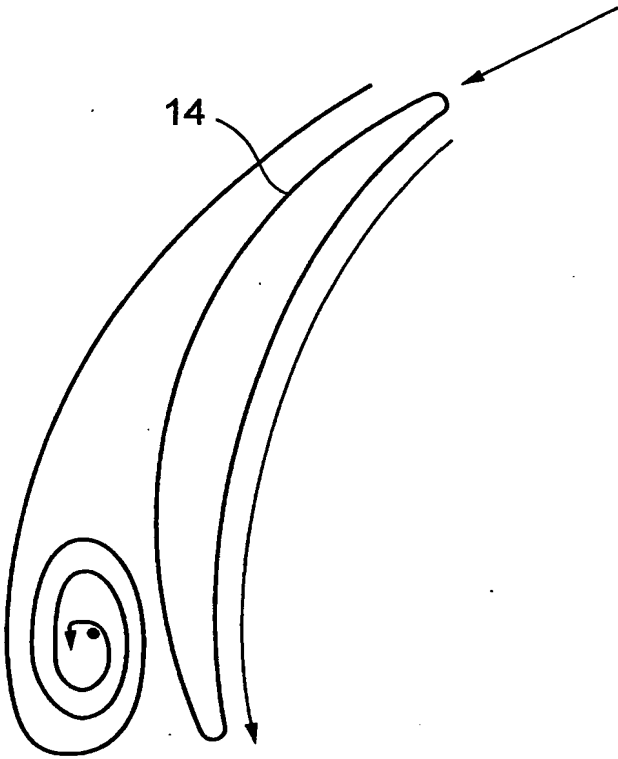
【図3】



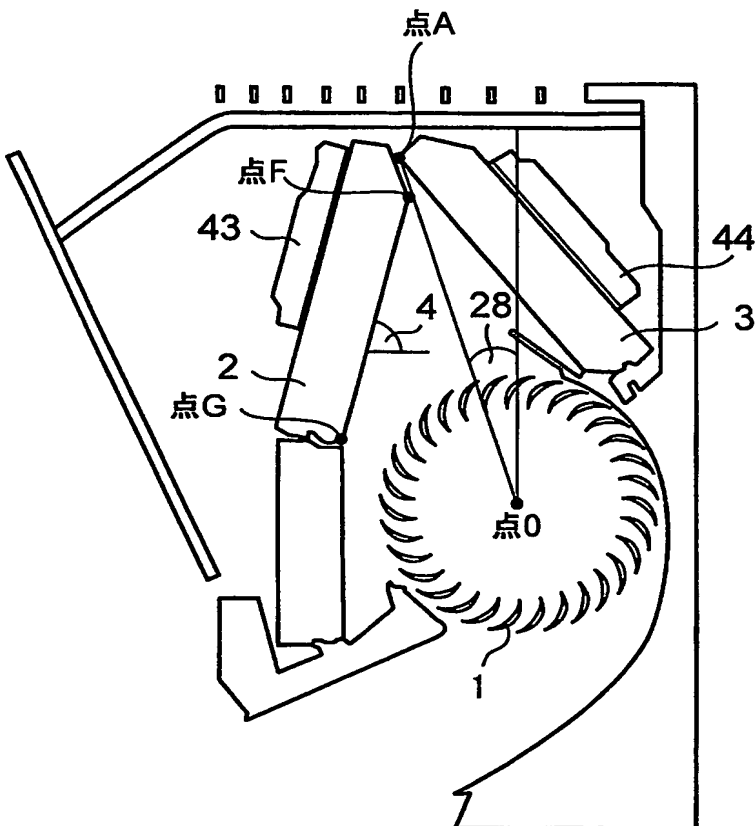
【図4】



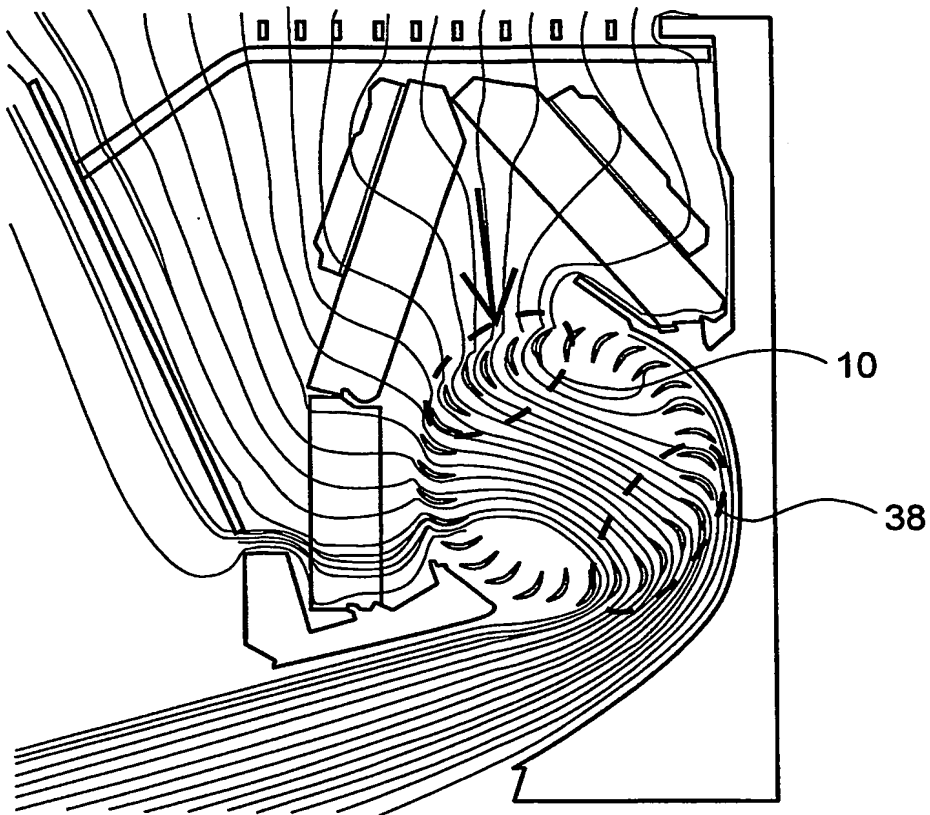
【図 5】



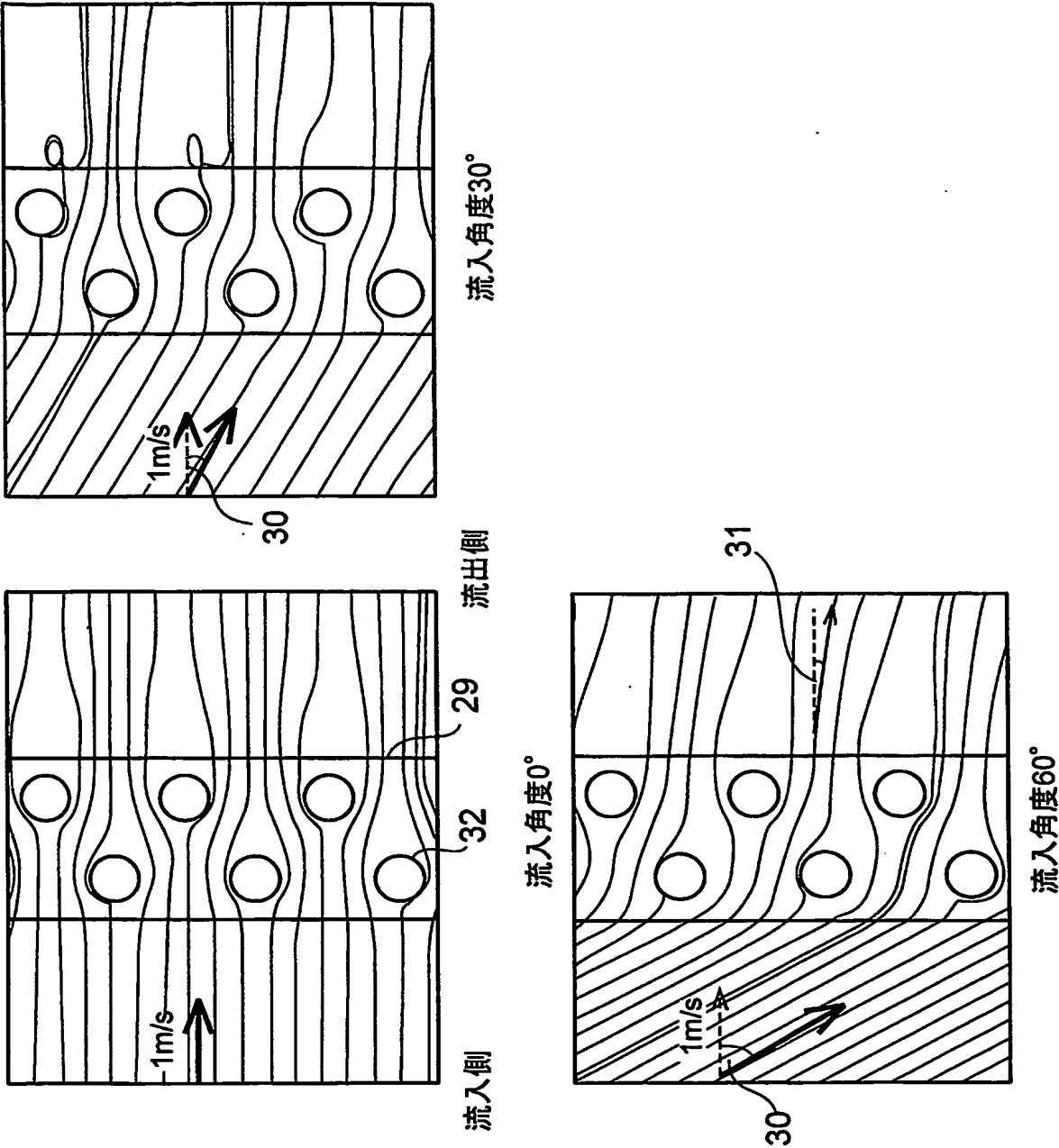
【図 6】



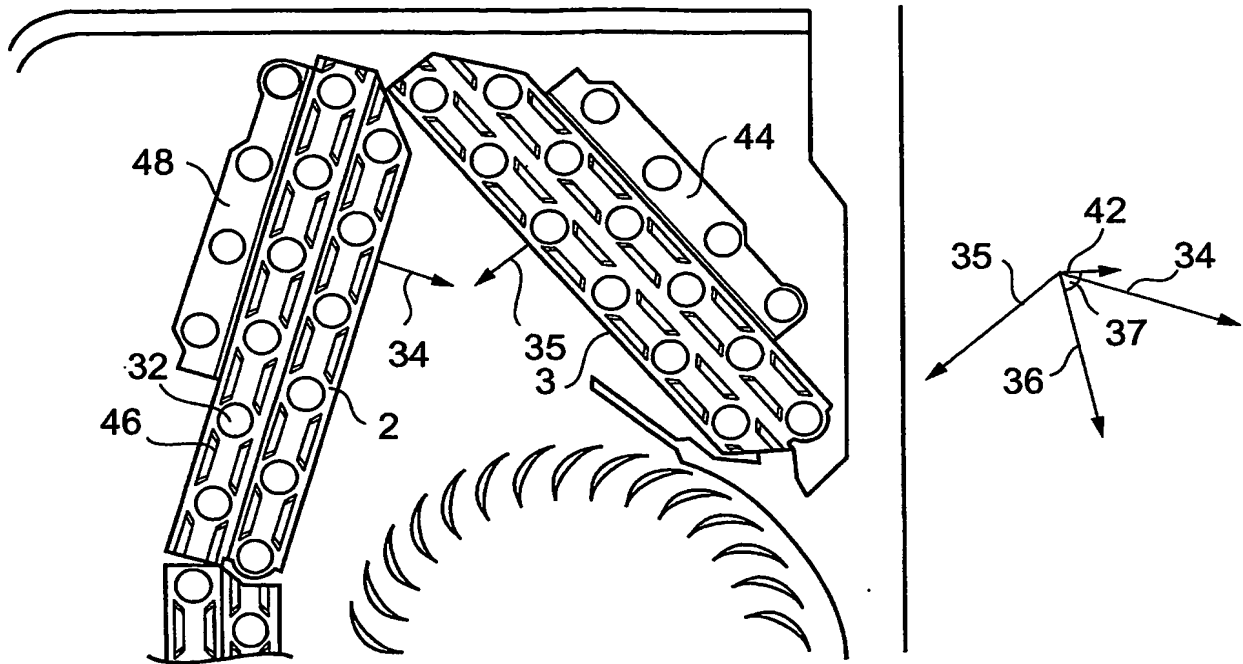
【図 7】



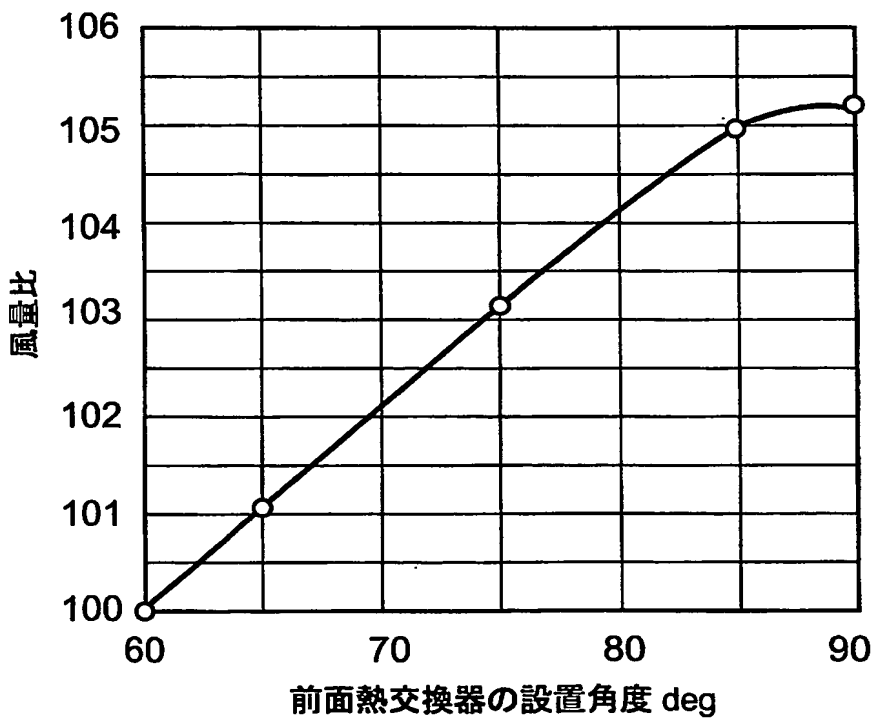
【図 8】



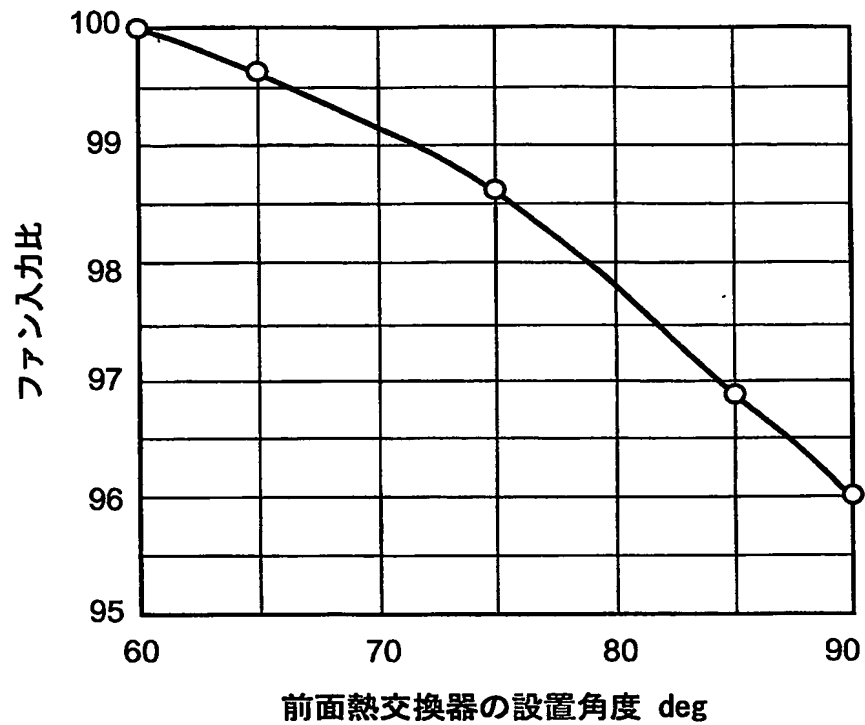
【図 9】



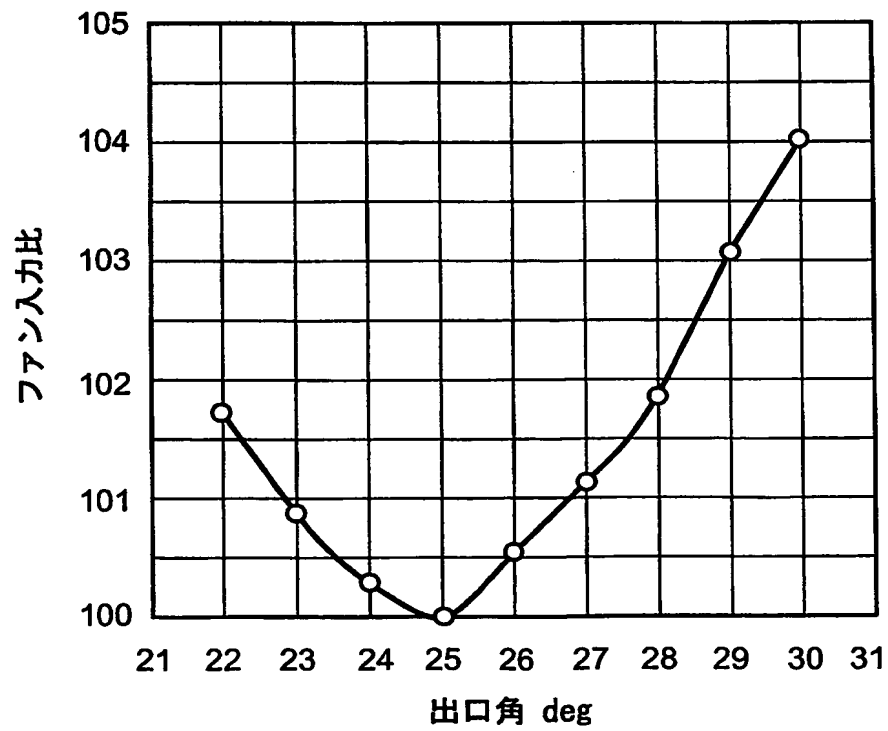
【図 10】



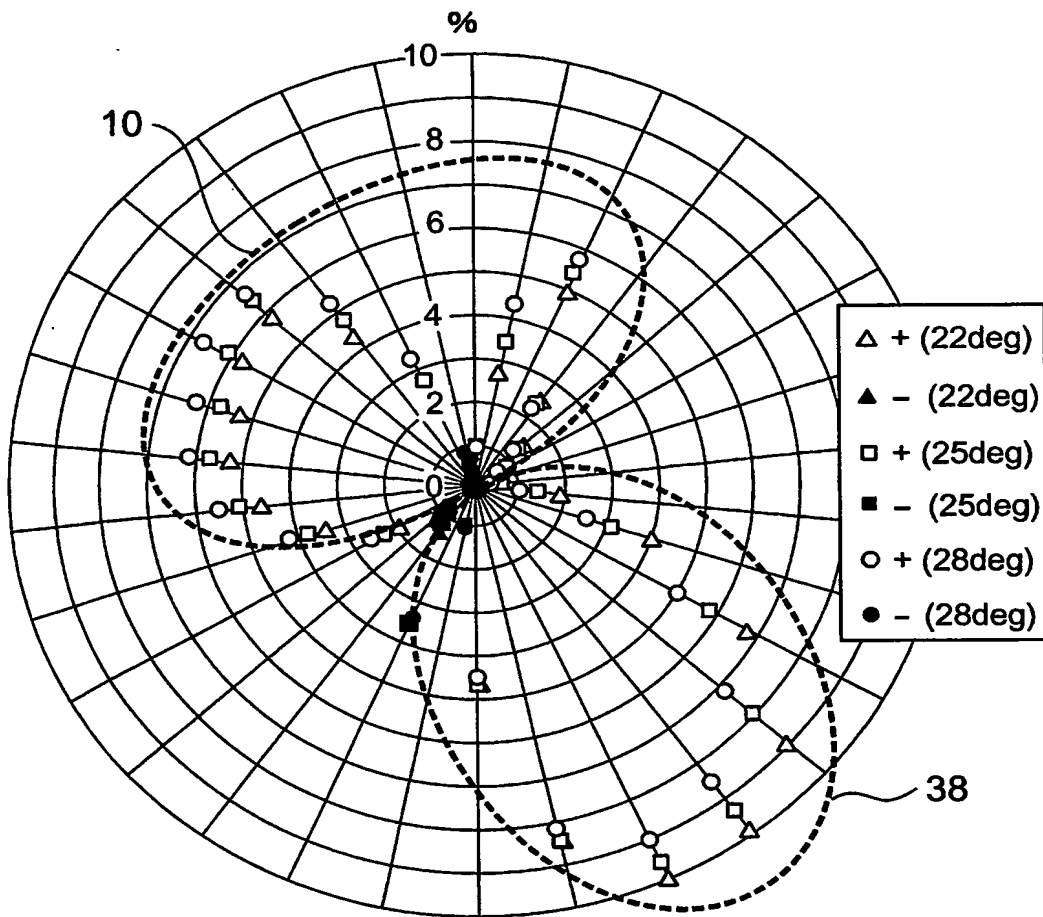
【図 1 1】



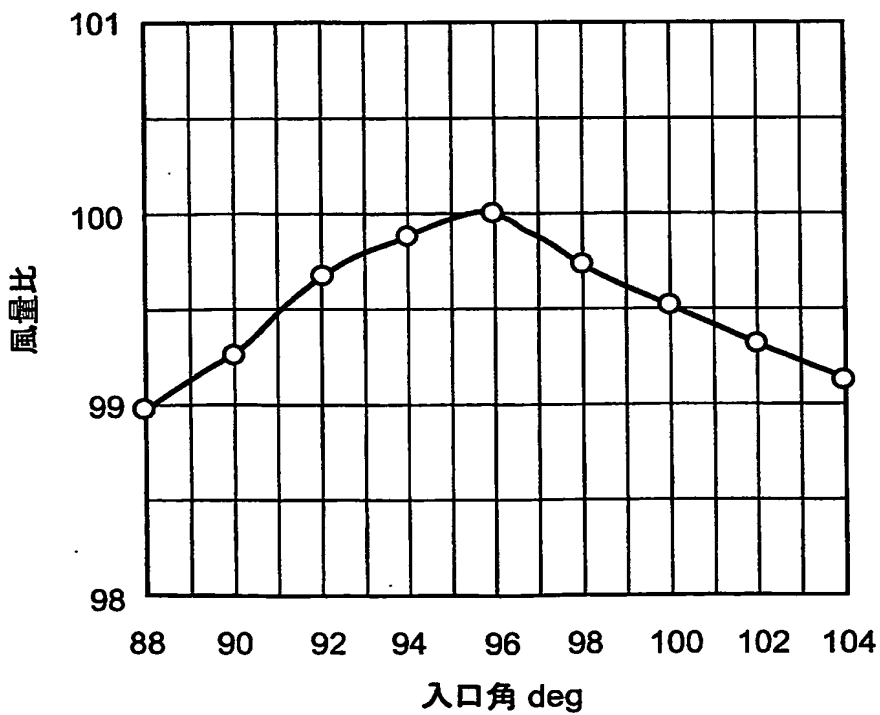
【図 1 2】



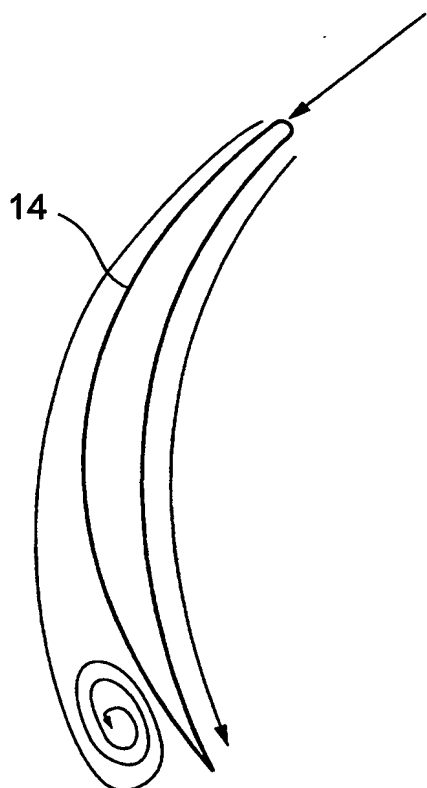
【図13】



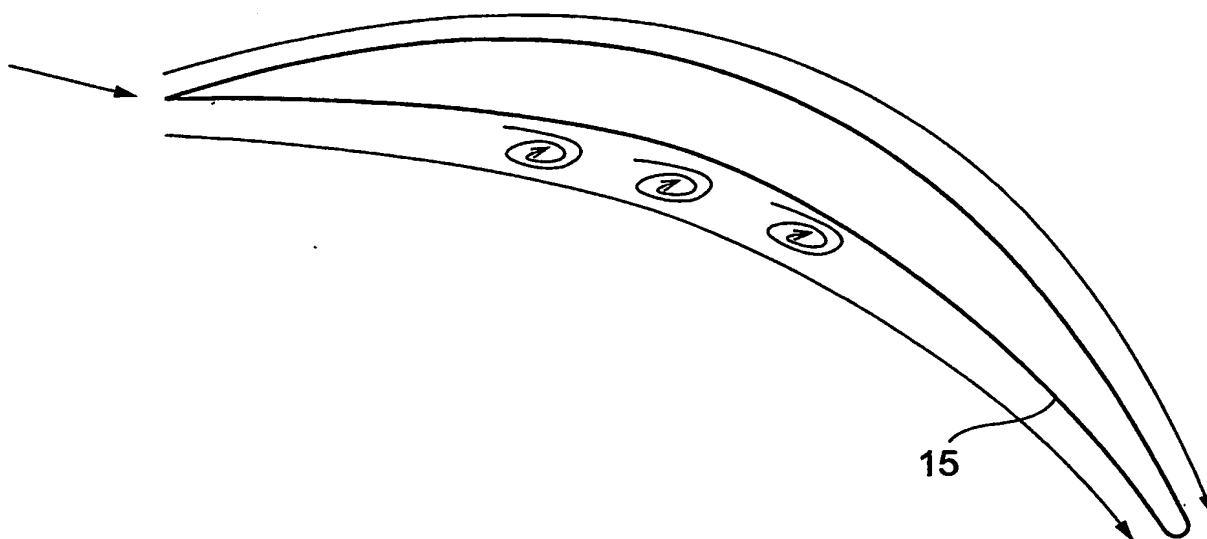
【図14】



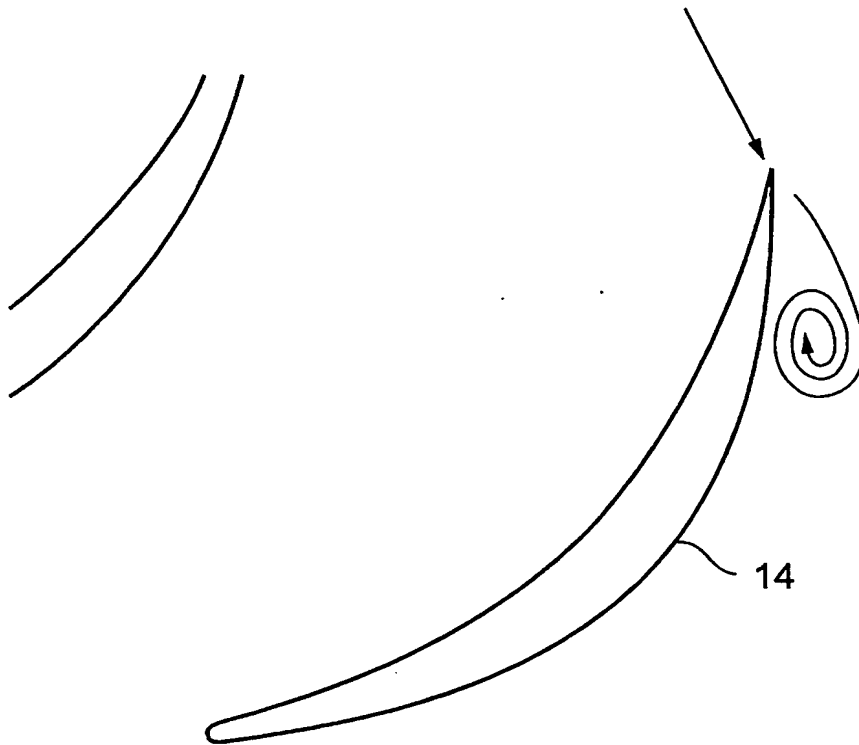
【図 15】



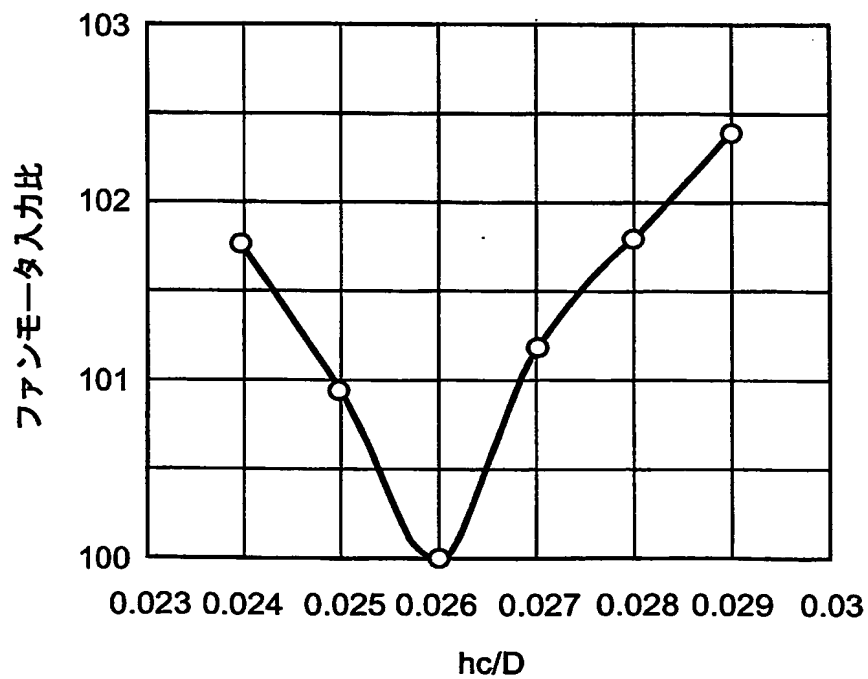
【図 16】



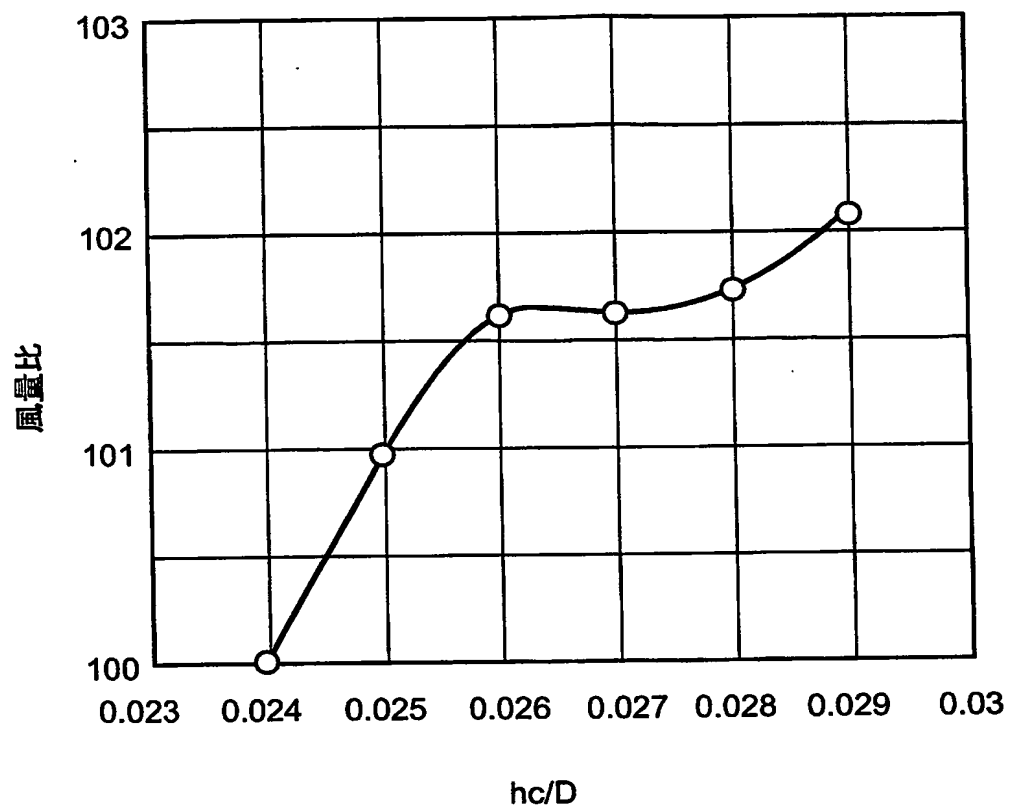
【図 17】



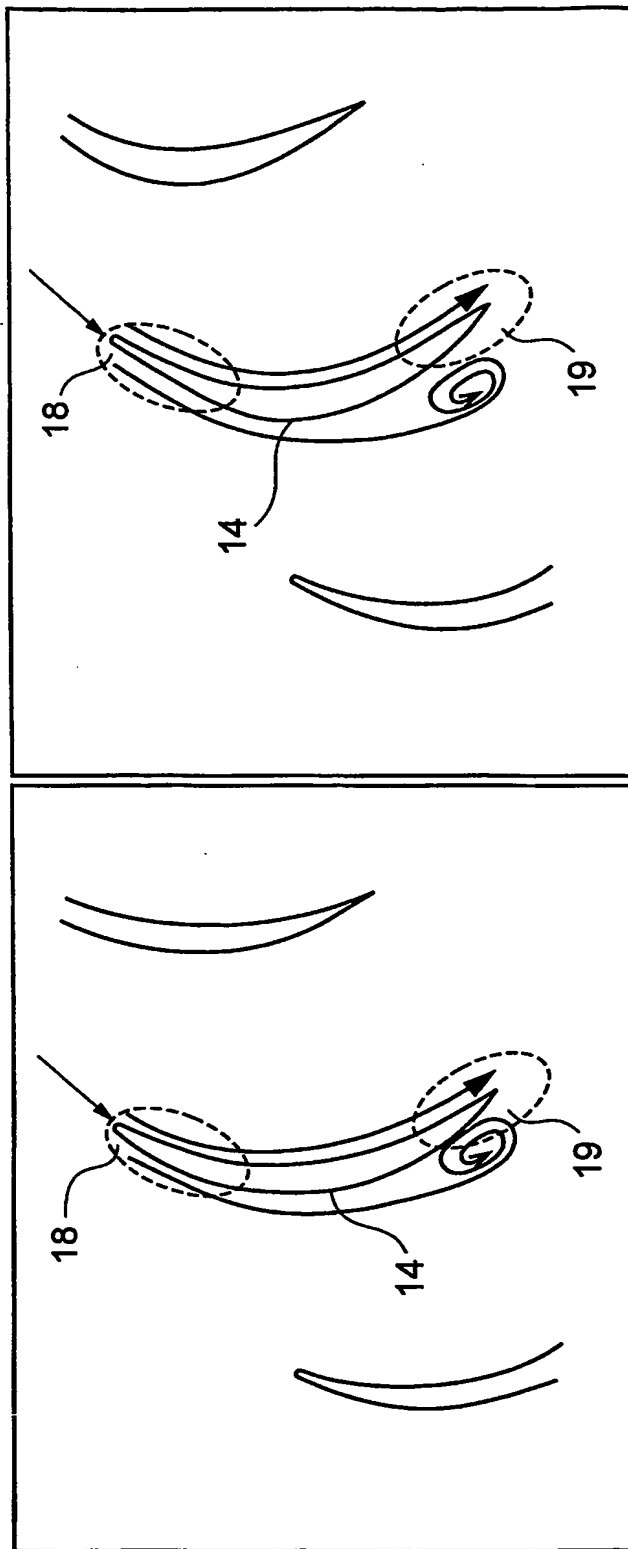
【図 18】



【図 19】



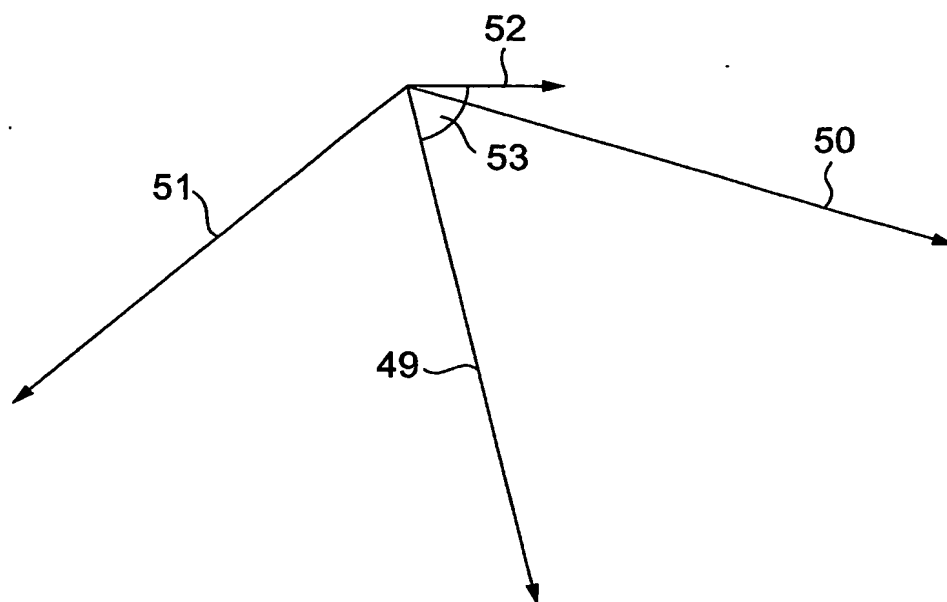
【図 20】



$hc/D=0.029$

$hc/D=0.024$

【図 23】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 室内ユニットから所定風量を得るのに必要なファンモータ入力や回転数を低減することができる空気調和機を提供する。

【解決手段】 室内ユニット 8 にそれぞれ少なくとも一つの吸込み口 6 と吹出し口 7 が設けられ、ファンモータに連結されたクロスフローファン 1、前面熱交換器 2 および背面熱交換器 3 を有する空気調和機において、クロスフローファン 1 の回転中心よりも上方に位置する前面熱交換器 2 の、水平に対する設置角度 α を $65^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ とし、背面熱交換器 3 の最も前面熱交換器 2 に近い点が、クロスフローファン 1 の回転中心よりも、前面熱交換器側 2 に位置し、クロスフローファン 1 の翼の出口角 β_2 を $22^\circ \leq \beta_2 \leq 28^\circ$ とした。

【選択図】

図 6

特願 2 0 0 4 - 0 8 9 6 0 7

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 6 0 1 3]

1. 変更年月日 1 9 9 0 年 8 月 2 4 日

[変更理由] 新規登録

住 所 東京都千代田区丸の内 2 丁目 2 番 3 号

氏 名 三菱電機株式会社